

(12) DEMANDE INTERNATIONALE PUBLIÉE EN VERTU DU TRAITÉ DE COOPÉRATION EN MATIÈRE DE BREVETS (PCT)

(19) Organisation Mondiale de la
Propriété Intellectuelle
Bureau international



(43) Date de la publication internationale
12 décembre 2024 (12.12.2024)

WIPO | PCT

(10) Numéro de publication internationale
WO 2024/251961 A1

(51) Classification internationale des brevets :
F16D 55/40 (2006.01) *F16D 121/12* (2012.01)
F04C 15/00 (2006.01)

(21) Numéro de la demande internationale :
PCT/EP2024/065762

(22) Date de dépôt international :
07 juin 2024 (07.06.2024)

(25) Langue de dépôt : français

(26) Langue de publication : français

(30) Données relatives à la priorité :
FR2305804 08 juin 2023 (08.06.2023) FR

(71) Déposant : **POCLAIN HYDRAULICS INDUSTRIE**
[FR/FR] ; Route de Compiègne, 60410 VERBERIE (FR).

(72) Inventeurs : **QUERTELET, Stéphane, Bernard** ; c/o **POCLAIN HYDRAULICS INDUSTRIE** ROUTE DE COMPIEGNE, 60410 VERBERIE (FR). **RESPECTE, Jérémy Gérard** ; C/O **POCLAIN HYDRAULICS INDUSTRIE** Route de Compiègne, 60410 VERBERIE (FR). **MOUKOLO SAMBA, Ulrich Raynald** ; c/o **POCLAIN HYDRAULICS INDUSTRIE** Route de Compiègne, 60410 VERBERIE (FR). **GRILLON, Gilles** ; c/o **POCLAIN HYDRAULICS INDUSTRIE** Route de Compiègne, 60410 VERBERIE (FR).

(74) Mandataire : **REGIMBEAU** ; 20, rue de Chazelles, 75847 PARIS CEDEX 17 (FR).

(81) États désignés (sauf indication contraire, pour tout titre de protection nationale disponible) : AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CV, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO,

(54) Title: ROTARY HYDRAULIC MACHINE PROVIDED WITH BRAKING MEMBERS

(54) Titre : MACHINE HYDRAULIQUE TOURNANTE MUNIE D'ORGANES DE FREINAGE

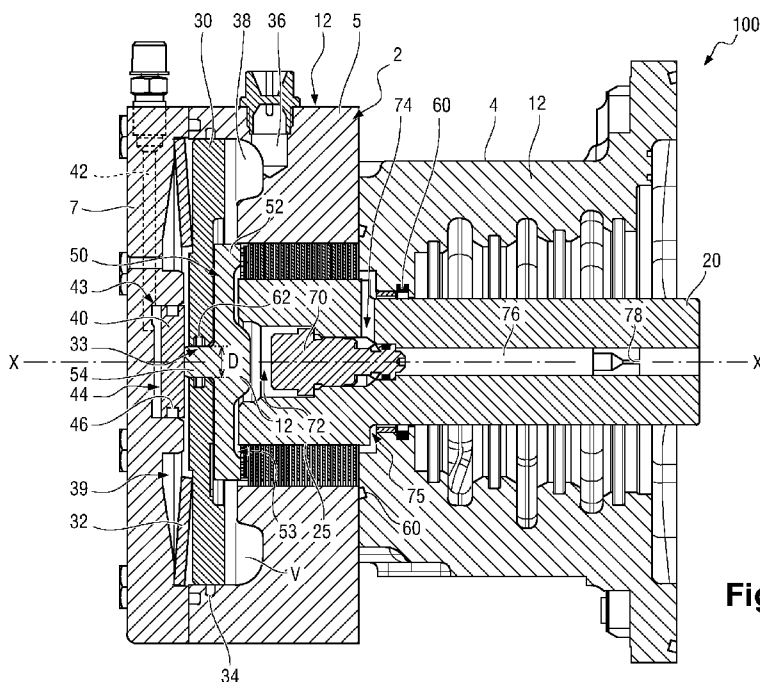


Fig. 2

(57) Abstract: The invention relates to a rotary hydraulic machine (100) comprising: - a casing (2); - a shaft (20) mounted so as to rotate with respect to the casing; - brake disks (25) configured to stop the shaft from rotating with respect to the casing; - a static brake piston (30) configured to cause the disks (25) to compress as a result of a return member (32); and - a dynamic brake piston (40) configured to cause the disks to compress as a result of fluid pressure, the machine being configured such that the static brake piston (30) causes the disks to compress independently of the dynamic brake piston (40).

(57) Abrégé : La machine hydraulique tournante (100) comprend : - un carter (2), - un arbre (20) monté mobile à rotation par rapport au carter, - des disques (25) de frein configurés pour immobiliser à rotation l'arbre par rapport au carter, - un piston de frein statique (30)

[Suite sur la page suivante]



DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IQ, IR, IS, IT, JM, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MU, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, WS, ZA, ZM, ZW.

(84) États désignés (*sauf indication contraire, pour tout titre de protection régionale disponible*) : ARIPO (BW, CV, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SC, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasien (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), européen (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, ME, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Publiée:

— avec rapport de recherche internationale (Art. 21(3))

configuré pour engendrer une compression des disques (25) sous l'effet d'un organe de rappel (32), et - un piston de frein dynamique (40) configuré pour engendrer une compression des disques sous l'effet d'une pression de fluide, la machine étant configurée de sorte que le piston de frein statique (30) engendre la compression des disques indépendamment du piston de frein dynamique (40).

MACHINE HYDRAULIQUE TOURNANTE MUNIE D'ORGANES DE FREINAGE

DOMAINE DE L'INVENTION

L'invention concerne les machines hydrauliques tournantes et leurs organes de freinage.

5 ETAT DE LA TECHNIQUE

On connaît du document FR-3 048 042 une machine hydraulique tournante équipée d'un frein comprenant des disques configurés pour immobiliser à rotation l'arbre par rapport au carter. Un piston de frein statique permet de comprimer les disques les uns contre les autres sous l'effet d'un organe de rappel. Une
10 application de pression de fluide permet de compenser l'effort de rappel et d'autoriser la rotation de l'arbre. Il s'agit d'un frein de parking, frein négatif ou encore frein d'urgence.

On connaît d'autre part des machines hydrauliques équipées d'un piston de frein dynamique assurant la compression des disques sous l'effet d'une pression de
15 fluide. Il s'agit d'un frein de service ou frein positif.

Un but de l'invention est de fournir une machine équipée de moyens de freinage dont l'agencement est plus efficace.

EXPOSE DE L'INVENTION

A cet effet, on prévoit une machine hydraulique tournante comprenant :
20 - un carter,
 - un arbre monté mobile à rotation par rapport au carter,
 - des disques de frein configurés pour immobiliser à rotation l'arbre par rapport au carter,
 - un piston de frein statique configuré pour engendrer une compression des
25 disques sous l'effet d'un organe de rappel, et
 - un piston de frein dynamique configuré pour engendrer la compression des disques sous l'effet d'une pression de fluide,
la machine étant configurée de sorte que le piston de frein statique engendre la compression des disques indépendamment du piston de frein dynamique.

La machine peut former un moteur hydraulique ou une pompe hydraulique. Un tel moteur est configuré pour mettre en rotation un arbre sous l'effet d'une pression hydraulique. Une telle pompe, au contraire, produit une pression hydraulique sous l'effet de la rotation d'un arbre. En indiquant que le piston de
5 frein statique engendre la compression des disques indépendamment du piston de frein dynamique, on veut dire que le piston de frein statique produit cette compression sans l'intermédiaire du piston de frein dynamique. Cela n'interdit pas cependant que ce dernier se déplace à cette occasion.

La machine pourra présenter en outre au moins l'une des caractéristiques
10 suivantes :

. elle est configurée de sorte que le piston de frein dynamique engendre la compression des disques indépendamment du piston de frein statique. Ici également, on veut dire que le piston dynamique produit cette compression sans l'intermédiaire du piston statique. Cela n'interdit pas cependant que ce dernier
15 se déplace à cette occasion.

. elle comprend un organe d'appui configuré pour :
- être en appui contre le piston de frein statique sans être en appui axial contre le piston de frein dynamique par référence à une direction axiale de la machine, et
20 - être en appui contre le piston de frein dynamique sans être en appui axial contre le piston de frein statique.

. l'organe d'appui ou le piston de frein dynamique traverse un orifice du piston de frein statique en s'étendant de deux côtés du piston de frein statique opposés l'un à l'autre suivant la direction axiale.

25 . la machine est configurée de sorte qu'un ratio d'une poussée produite par l'organe d'appui contre le piston de frein dynamique sous l'effet d'un fluide provenant d'une chambre de défreinage sur une poussée produite par le piston de frein dynamique contre l'organe d'appui par la pression de fluide est inférieur à 15%, de préférence inférieur à 10%, et par exemple inférieur à 5%.

30 . l'organe d'appui ou le piston de frein dynamique a une forme en « T ».

. le piston de frein statique est interposé entre le piston de frein dynamique et les disques.

. le piston de frein dynamique est monté coulissant dans une pièce d'extrémité du carter.

5 . le piston de frein statique est monté coulissant dans la pièce d'extrémité du carter.

. la machine comprend une valve configurée pour évacuer du fluide parcourant les disques et provenant d'une chambre de défreinage délimitée par le piston de frein statique, la valve étant configurée pour ne pas évacuer le fluide
10 lorsque le piston de frein statique engendre la compression des disques.

. la valve est montée dans l'arbre et l'arbre présente un conduit radial mettant en communication la chambre de défreinage avec la valve.

. la machine comprend une restriction de débit en aval de la valve.

On prévoit également selon l'invention un véhicule ou engin comprenant au
15 moins une machine selon l'invention.

On peut prévoir que le véhicule ou engin comprend :

- un organe de commande de freinage configuré pour commander une application de la pression de fluide sur le piston de frein dynamique et/ou
- un organe de commande de freinage configuré pour interrompre une
20 application d'une pression de fluide sur le piston de frein statique.

On peut prévoir que le véhicule ou engin comprend une pompe hydraulique configurée pour produire la pression de fluide.

On prévoit enfin selon l'invention un procédé de freinage d'une machine hydraulique tournante, procédé dans lequel:

25 - un piston de frein dynamique engendre une compression de disques de frein afin d'immobiliser à rotation un arbre de la machine par rapport à un carter de la machine sous l'effet d'une pression de fluide, et

- un piston de frein statique engendre une compression des disques sous l'effet d'un organe de rappel et indépendamment du piston de frein dynamique.

DESCRIPTION DES FIGURES

Nous allons maintenant présenter des modes de réalisation de l'invention à titre d'exemples non-limitatifs à l'appui des dessins sur lesquels :

- la figure 1 est une vue en coupe axiale d'une machine hydraulique tournante,
- 5 - la figure 2 est une vue similaire montrant une partie d'une machine selon un premier mode de réalisation de l'invention ;
- les figures 3 à 5 sont des exemples d'engin comprenant une telle machine ;
- la figure 6 est une vue d'un circuit de commande d'un véhicule ou d'un engin comprenant une telle machine ; et
- 10 - les figures 7 à 9 illustrent deux autres modes de réalisation de la machine de l'invention.

Dans toute la suite, un bar vaut 10^5 Pa.

Premier mode de réalisation

Nous allons présenter un premier mode de réalisation de l'invention en
15 référence aux figures 1 et 2. La machine 100 selon ce premier mode de réalisation est par exemple du type de celle illustrée à la figure 1.

Agencement général

Dans tout ce qui suit, sauf indication contraire, les pièces sont coaxiales, symétriques de révolution et centrées sur l'axe X de rotation de la machine, qui
20 définit donc sa direction axiale.

Il s'agit ici d'un moteur hydraulique tournant qui comprend un arbre 20 auquel peut être solidarisé le moyeu d'une roue R, et un système de frein configuré pour bloquer la rotation de l'arbre sur commande ou lorsque le système de frein n'est pas alimenté. Ainsi, par défaut, l'arbre 20 est immobilisé. Il s'étend selon l'axe
25 longitudinal X et tourne en rotation autour de cet axe. Il est entraîné en rotation par des cannelures (non représentées sur les figures).

Le moteur comprend un carter 2 comportant un couvercle de palier 3 et un couvercle de distribution 4. Il comprend un bloc-cylindres 6 à l'intérieur duquel sont disposés des pistons radiaux 8 montés coulissant à l'intérieur de leurs

cylindres respectifs et équipés d'un galet de roulement à une extrémité. Le moteur comprend une came lobée 10, rigidement fixée au carter et sur laquelle roulent les pistons 8, effectuant ainsi un mouvement de va-et-vient à l'intérieur de leurs cylindres. Les cylindres sont alimentés en huile sous pression (pouvant aller jusqu'à 5 450 bars) et solidaires en rotation du bloc-cylindres 6. Ce dernier est solidaire en rotation de l'arbre 20, soit par une liaison fixe, soit par un embrayage. Des cannelures, non représentées, peuvent former une telle solidarisation.

Des alimentations haute pression et basse pression 16, 18 se trouvent dans le couvercle de distribution 4, et plus précisément dans un distributeur 12. Le 10 couvercle de distribution 4 recouvre le distributeur en étant situé radialement à l'extérieur.

De l'autre côté du bloc-cylindres 6, le couvercle de palier 3 protège des paliers 14, 15 qui permettent la rotation de l'arbre tout en faisant office de transmission de l'effort vers le carter du moteur, le carter étant solidaire du châssis du 15 véhicule. Plusieurs types de moteurs existent en ce qui concerne l'architecture des paliers (reprise d'effort via l'arbre ou le moyeu de la roue) et ne seront pas détaillés ici. L'arbre 20 est par exemple relié à la roue R par le biais d'un moyeu/fusée situé en extrémité externe 24 de l'arbre 20 et comprenant des orifices pour recevoir des vis solidarisant la roue. Plus généralement, l'extrémité 20 externe 24 fait office de sortie pour l'arbre moteur 20, et forme le point de récupération du couple produit par le moteur.

Les organes de frein peuvent être positionnés en extrémité interne 26 de l'arbre. Par interne, on entend l'extrémité opposée à l'extrémité externe 24. Dans le cas d'une assistance hydraulique en couple, cette extrémité interne est située 25 le plus à l'intérieur du véhicule.

Il est aussi possible que l'arbre 20 s'arrête au niveau du bloc-cylindres 6 et soit prolongé par un arbre de frein 30, lui-même entraîné par le bloc-cylindres, comme illustré à la figure 1. L'arbre de frein 30 peut donc être distinct de l'arbre moteur 20. Les deux arbres sont liés par les cannelures du bloc-cylindres. 30 L'engagement de chaque arbre dans le bloc peut être inégal.

Les organes de freinage

Nous allons maintenant décrire les moyens de freinage du premier mode de réalisation en référence à la figure 2. Sur la figure 1, ces moyens n'ont pas été illustrés en détail. La machine 100 comprend :

- des disques de frein 25 configurés pour immobiliser à rotation l'arbre 20 par rapport au carter 2,
- un piston de frein statique 30 configuré pour engendrer une compression des disques 25 sous l'effet d'un organe de rappel 32, et
- un piston de frein dynamique 40 configuré pour engendrer une compression des disques sous l'effet d'une pression de fluide.

Les disques 25 forment deux séries de disques, à savoir une première série de disque 25 solidaires en rotation de l'arbre 20 et une deuxième série de disques 25 solidaires en rotation du carter 2. Les disques de la première série sont intercalés entre ceux de la deuxième. Tous les disques forment une pile unique suivant une direction parallèle à la direction axiale. Lorsque l'un des pistons de frein 30, 40 se rapproche des disques 25, il engendre leur serrage comme on le verra, provoquant ainsi l'immobilisation de l'arbre 20 par rapport au carter par friction des disques. Les disques 25 comprennent typiquement une garniture de frein remplaçable. Une autre possibilité consiste à prévoir que les disques de frein sont en acier nitruré.

La machine 100 comprend un couvercle de frein 5 faisant partie du carter 2, et donc solidaire en particulier ici du couvercle de distribution 4. Le couvercle de frein 5, sensiblement de révolution, définit un volume V à l'intérieur duquel sont logés les pistons de frein 30, 40. Une plaque ou capot 7 vient obturer longitudinalement une ouverture d'extrémité du couvercle 5. Elle est en appui sur le couvercle 5 et ferme le volume V .

Des joints d'étanchéité sont prévus pour éviter les fuites d'huile sous pression. On désigne par « étanchéité statique » une étanchéité qui subit de faibles mouvements, essentiellement en translation, et par « étanchéité dynamique » une étanchéité qui subit un mouvement de rotation à la vitesse de l'arbre du moteur. Les joints statiques sont plutôt des joints toriques ou quadrilobes, tandis que les joints dynamiques sont des bagues à lèvres ou des joints composites comportant un anneau de glissement et un contre-joint de mise en appui.

Le piston de frein dynamique

Le piston de frein dynamique 40 a en l'espèce une forme de disque d'axe X-X. Il est monté dans un logement cylindrique borgne 44 de la plaque 7, ouvert en direction du volume interne V de la machine. Il est libre de tourner par rapport au carter autour de l'axe X-X et surtout de coulisser par rapport à la plaque 7 suivant la direction axiale. Un joint d'étanchéité statique 46 assure l'étanchéité entre le pourtour du piston 40 et la face interne du logement 44. Le joint 46 est reçu par exemple dans un logement annulaire du piston 40.

Le piston de frein statique

Dans le volume V est reçu le piston de frein statique 30. Il a une forme générale de disque d'axe X-X et plus précisément de couronne présentant un orifice central traversant 33. Il est lui aussi monté couissant suivant la direction axiale X-X par rapport au couvercle 5 avec interposition d'un joint d'étanchéité statique 34 entre le pourtour du piston 30 et le couvercle. Le joint 34 est reçu par exemple dans un logement annulaire du couvercle 5. Le piston de frein statique 30 présente une surépaisseur en partie centrale sur sa face dirigée vers le piston de frein dynamique 40, et une surépaisseur en partie périphérique sur sa face dirigée en direction opposée.

Un conduit d'arrivée d'huile 36 alimente une chambre de défreinage 38 délimitée entre le piston de frein statique 30 et le couvercle de frein 5 dans le volume V et configurée pour que l'huile sous pression pousse ce piston en direction de la plaque 7 c'est-à-dire en direction opposée aux disques 25.

De l'autre côté du piston 30, l'organe de rappel 32 génère une contre-force qui a tendance à maintenir ce piston en position de freinage, c'est-à-dire avec les disques 25 pincés. Lorsque le système de frein n'est pas alimenté en huile sous pression, cet organe immobilise l'arbre 20 via le piston 30 et les disques. Il prend par exemple la forme d'une rondelle ou de ressorts. Il est logé dans une cavité ou chambre 39 dite sèche du volume V, par opposition à la chambre de défreinage 38 qui reçoit de l'huile sous pression. La chambre sèche 39 et la chambre de défreinage 38 ne permettent pas d'échange de fluide entre elles. Elles sont formées par la division du volume V par le piston de frein statique 30 en deux sous-volumes. Par conséquent, elles sont situées longitudinalement de part et d'autre de ce piston.

L'organe d'appui

La machine comprend en outre un organe d'appui 50 présentant en l'espèce une forme en « T ». Cet organe comprend dans cet exemple un flasque 52 ayant une forme générale de disque d'axe X-X présentant sur une face un rebord 53
5 s'étendant en regard des disques 25, et sur la face opposée un coulisseau central 54 de diamètre D très inférieur à celui du flasque 52 et formant sur cette face un relief en saillie. Ce coulisseau s'étend dans l'orifice du piston de frein statique 30. L'organe d'appui 50 traverse ainsi l'orifice du piston de frein statique 30 en s'étendant de deux côtés de ce piston opposés l'un à l'autre suivant la direction
10 axiale X-X.

Avec cet agencement, le piston de frein statique 30 est interposé entre le piston de frein dynamique 40 d'une part et le flasque 52 et les disques 25 d'autre part. De même, le flasque 52 est interposé entre les deux pistons 30, 40 d'une part et les disques 25 d'autre part.

15 Le piston de frein statique 30 a ici une forme de couronne. Il est entouré par le couvercle de frein 5 et entoure l'organe d'appui 50. Son guidage est fait par le couvercle 5.

On voit donc que l'organe d'appui 50 est configuré pour :

- être en appui contre le piston de frein statique 30 sans être en appui axial
20 contre le piston de frein dynamique 40 et
- être en appui contre le piston de frein dynamique 40 sans être en appui axial contre le piston de frein statique 30.

Pour isoler la chambre de défreinage 38, des étanchéités statiques sont disposées :

- 25 - entre le couvercle de frein 5 et le piston de frein statique 30, et
 - entre le couvercle 5 et le couvercle de distribution 4,
- et des étanchéités dynamiques 14 sont prévues entre l'arbre et le couvercle de distribution 4 puisque ces étanchéités reçoivent un mouvement de rotation quand le moteur tourne. Ainsi, entre le couvercle de frein 5 et le distributeur 12,
30 pour éviter des fuites d'huile puisque les disques baignent dans l'huile, un joint annulaire 60 est prévu radialement autour de l'arbre 20.

L'organe d'appui 50 est centré par le piston 30 au niveau du coulisseau 54. C'est aussi à ce niveau-là qu'est effectuée l'étanchéité entre les deux pièces par un joint statique 62 disposé dans une rainure réalisée dans le piston 30.

Actions de freinage

5 Comme indiqué précédemment, par défaut, le piston de frein statique 30 est en position de freinage lorsqu'aucune huile sous pression n'est injectée dans la chambre de défreinage 38. La rondelle 32 pousse donc ce piston 30 contre le flasque 52 de l'organe d'appui 50, poussant ce dernier en appui contre les disques 25 pour engendrer leur serrage. C'est donc le freinage statique ou de parking qui
10 peut aussi être utilisé en frein de secours. Dès que de l'huile sous pression est injectée dans la chambre de défreinage 38, le piston de frein statique 30 subit une translation en éloignement des disques, et autorise la rotation de l'arbre 20. Ce piston 30 fonctionne en « frein négatif ». On observe qu'il engendre la compression des disques indépendamment du piston de frein dynamique 40. Le frein de parking
15 est un frein négatif qui se serre en l'absence de commande, ce qui met la machine en sécurité lorsqu'elle est arrêtée, par exemple typiquement dans le cas d'un moteur d'entraînement de roue ou de cylindre. A l'arrêt de la machine ou en cas de panne hydraulique, ce frein se serre automatiquement. On observe que le piston de frein statique 30 engendre la compression des disques indépendamment
20 du piston de frein dynamique 40.

Un conduit 42 est prévu pour alimenter en fluide une chambre de freinage 43 délimitée au fond du logement 44 du piston de frein dynamique 40. Ce conduit s'étend ici dans la plaque 7. Lorsqu'une pression de fluide est appliquée à cette chambre 43 et sous réserve que le piston de frein statique 30 soit en position de
25 défreinage, le piston de frein dynamique 40 est déplacé en direction des disques 25, vers la droite sur la figure 2. Il vient en appui direct contre le coulisseau 54 de l'organe d'appui 50 et sollicite donc ce dernier pour le serrage des disques. On obtient donc une fonction de frein de service ou frein dynamique utilisée lors de la conduite de la machine. On observe que le piston de frein dynamique 40
30 engendre la compression des disques indépendamment du piston de frein statique 30.

On est donc en présence d'un système de frein combiné qui réalise les deux fonctions en agissant sur le même paquet de disques de frein et en l'espèce via un même organe d'appui 50. Cette machine met donc en œuvre un procédé de freinage dans lequel :

- 5 - le piston de frein dynamique 40 engendre une compression des disques 25 afin d'immobiliser à rotation l'arbre 20 par rapport au carter 2 sous l'effet d'une pression de fluide, et
- le piston de frein statique 30 engendre une compression des disques sous l'effet de l'organe de rappel 32 et indépendamment du piston de frein dynamique
- 10 40.

Ratio d'offset

Le rendement énergétique du freinage dynamique est ici particulièrement intéressant. Pour s'en rendre compte, on considère :

- 15 - la poussée produite par l'organe d'appui 50 contre le piston de frein dynamique 40 sous l'effet du fluide provenant de la chambre de défreinage 38, vers la gauche sur la figure 2, et
- la poussée produite par ce piston 40 contre l'organe d'appui 50 par la pression de fluide s'exerçant à partir du conduit 42 de commande de ce piston, vers la droite sur la figure 2.

- 20 Le ratio de la première poussée sur la deuxième est ici inférieur à 15%, et même 10% et 5% comme nous allons le voir.

Un tel ratio, dit ratio d'offset, peut être défini en pression ou en diamètre.

- 25 Le freinage dynamique ne peut se produire qu'en position de défreinage du piston de frein statique 30. La pression de défreinage s'exerce dans la chambre de défreinage 38, sur la face du piston de frein statique 30 orientée en direction des disques, et pour ce qui nous intéresse ici, sur les deux faces de l'organe d'appui 50 situé dans cette chambre. Il s'agit de toute sa face orientée vers les disques et de sa face opposée, à l'exception du coulisseau 54. C'est donc la présence de ce dernier qui engendre une différence de poussée sur les deux faces de l'organe
- 30 d'appui 50, produisant ainsi une poussée nette de cet organe en direction du piston de frein dynamique 40, vers la gauche. En l'espèce, la poussée nette correspond à

la superficie de la section du coulisseau 54 dans un plan perpendiculaire à l'axe X-X. (Cette superficie vaut $\pi.D^2/4$).

Le ratio d'offset en pression est par ailleurs dépendant de la pression de freinage dynamique. Pour cette dernière, à titre d'exemple, lorsqu'un frein est dit « à 120 bar » au cahier des charges ou au catalogue, il est en fait utilisé à 72 bar la plupart du temps pour un freinage normal. Nous définissons en l'espèce à titre d'exemple le ratio d'offset en pression pour 120 bar. Il s'agit donc de comparer la poussée de la pression de défreinage (par exemple constante à 30 bar) transmise par le coulisseau 54 à la poussée du piston de frein dynamique 40 (typiquement à 72 bar, mais on prend en compte aussi 120 bar pour le freinage maximal) qui s'exerce sur toute la section du piston de frein dynamique 40.

Le ratio géométrique est le rapport du diamètre du coulisseau 54 sur celui du piston de frein dynamique 40 qui définit le fonctionnement pour une pression nominale de 30 bar d'un côté, et 120 bar (ou 72 bar) de l'autre. Dans ce premier mode de réalisation, le diamètre du coulisseau est de 11,8 mm. Dans le deuxième mode de réalisation qui sera décrit plus loin en relation avec la figure 7, ce diamètre est de 40 mm. La ligne « Autre cas » correspond à un diamètre de coulisseau de 24 mm. Les valeurs de ratio d'offset sont dans le tableau 1 ci-dessous.

20

Tableau 1

	Diamètre D du coulisseau	Diamètre du piston 40	Ratio de diamètre	Ration d'offset à 72 bar	Ratio d'offset à 120 bar
Premier mode	11,8 mm	40 mm	0.295	4%	2%
Deuxième mode	20 mm	40 mm	0.500	10%	6%
Autre cas	24 mm	40 mm	0.6	15%	9%

Plus le ratio d'offset est bas, moins le piston de frein dynamique 40 doit fournir d'effort pour le freinage, c'est-à-dire moins il doit compenser la pression de défreinage statique. Ce ratio diminue quand on augmente la pression de

freinage dynamique de référence. On observe donc un ratio d'offset particulièrement bas lors de l'activation du frein dynamique puisque la pression dans la chambre de défreinage 38 n'engendre un effort à vaincre que sur une toute petite section correspondant à celle du coulisseau 54.

5 La valve

La machine comprend aussi en l'espèce une valve 70 montée dans l'arbre 20, notamment dans un logement 72 débouchant à une extrémité de l'arbre orientée vers le couvercle de frein 5. L'arbre présente un conduit radial 74 mettant en communication une chambre 75, située d'un côté des disques 25 opposé à l'organe d'appui 50, avec la valve 70. L'arbre 20 présente aussi un conduit axial 76 mettant le logement 72 et donc la valve en communication avec une zone de l'arbre éloignée de ce dernier. Par référence à une direction d'un flux de fluide dans la valve comme on va le voir, le conduit radial 74 est en amont de la valve et le conduit axial 76 en aval. Une restriction de débit 78 est prévue dans le conduit axial en aval de la valve 70.

La valve peut se représenter comme un clapet taré. Elle vise à empêcher la circulation de fluide en deçà d'un premier seuil prédéterminé, par exemple 15 bar, pour permettre une montée en pression dans la chambre de défreinage 38 lorsqu'on active hydrauliquement le défreinage en exerçant une pression par le conduit 36 (défreinage d'urgence). Elle est donc configurée pour ne pas évacuer le fluide lorsque le piston de frein statique 30 engendre la compression des disques.

Au-delà d'un deuxième seuil, préalable, par exemple de 13 bars, on sait qu'il y a assez de pression dans la chambre 38 pour contrer l'effort de la rondelle 32 et libérer le piston de frein statique 30. La valve est donc configurée pour évacuer du fluide parcourant les disques et provenant de la chambre de défreinage 38. Au-delà du premier seuil, une circulation de fluide a donc lieu à travers la valve 70 pour réaliser un balayage d'huile (en anglais « flushing ») afin de renouveler l'huile et refroidir cette partie. Cela permet aussi d'évacuer des poussières, voire des particules issues de l'usure des disques de frein. Ce balayage se fait depuis la chambre de défreinage 38. Un flux traverse donc cette dernière, passe entre l'organe d'appui 50 et le couvercle 5, traverse et refroidit les disques 25 et

débouche dans le conduit radial 74 qui arrive vers la valve 70. Puis le flux de rinçage-refroidissement sort de la valve par le conduit axial 76 à travers l'arbre 20 et la restriction 78, en direction du carter de la machine, puis est drainé par une conduite de frein qui ramène le fluide vers un réservoir d'huile sans pression.

- 5 Accessoirement, le circuit de flushing peut collecter des fuites en provenance du joint dynamique 60.

 Mais cette circulation est limitée par la restriction 78 qui permet de maintenir une différence de pression malgré la circulation de fluide et donc de maintenir une pression dans la chambre de défreinage 38 de manière que le frein statique
10 ne s'active pas. De la sorte, on contre en permanence l'effort qu'exerce la rondelle 32 sur le piston de frein statique 30 pour que la pile de disques ne soit pas comprimée par l'organe d'appui 50. Autrement dit, la valve 70 a pour fonction de maintenir la pression minimale, par exemple de 13 bars, dans la chambre de défreinage 38, tandis que la restriction 13 a pour fonction de limiter le débit pour
15 ne pas épuiser le système de freinage hydrodynamique. Cela est surtout valable en mode dépannage, car en mode de fonctionnement normal on pourrait se passer de cette valve.

 On remarque en effet qu'une telle configuration forme un système de freinage hydrodynamique, car il est basé sur un équilibre de pressions qui se crée et se
20 maintient grâce à un débit. Autrement dit, lors du défreinage, ce système de frein hydrodynamique délivre un débit en permanence. Un tel système est alimenté par un flux de fluide hydraulique sous pression, par exemple au moyen d'une valve proportionnelle à trois voies, et d'une source de pression dynamique telle qu'une pompe puisant dans un réservoir de fluide hydraulique, et dispose d'une ligne
25 reliée à un réservoir de fluide sans pression. Une description d'un tel système se trouve dans les publications FR-3 054 513 à l'appui des figures 6a et 6b et FR-3 052 723 à l'appui des figures 5 et 7.

Véhicule ou engin

 On peut prévoir un véhicule ou un engin comprenant une ou plusieurs machines
30 de ce type, par exemple en tant que moteur pour des roues de déplacement. Cette machine est particulièrement appropriée pour une balayeuse 80, un engin porte-outils 81 ou un chariot élévateur 82 respectivement illustrés aux figures 3, 4 et 5,

ou encore un compacteur ou un rouleau-compresseur. Dans la suite, lorsque nous parlerons d'un véhicule, il est entendu que cela sera également applicable à un engin.

Le circuit de commande 101 d'un tel véhicule est illustré à la figure 6. Dans ce véhicule, chaque roue motrice 83 est équipée d'un moteur 100 formant une machine selon l'invention. Sur la figure, une roue avant 83 et une roue arrière 83 ainsi équipées sont illustrées.

Le circuit 101 comprend un réservoir de fluide hydraulique 84 et une pompe 85 alimentée par le réservoir. Il comprend une pompe de mise en pression 86 de la partie du circuit assurant le freinage de service. Elle alimente les deux moteurs 100 avec interposition d'un organe de commande de freinage 87 configuré pour engendrer via une valve 91 de l'organe et une ligne de freinage raccordée au conduit 42 une application d'une pression de fluide sur le piston de frein dynamique 40 de chaque moteur. Cet organe 87 sert lors de la conduite et assure une mise en charge de la valve 91. Il s'agit par exemple d'une pédale qui procure un flux de sortie à une pression modulée. Plus on appuie sur la pédale, plus le freinage dynamique est intense. Lorsqu'on relâche la pédale, la valve 91 déleste la pression de la ligne de freinage jusqu'à la pression du réservoir 84. La valve 91 associée à la pédale 87 est représentée en dessous de la pédale.

Le circuit 101 comprend aussi une pompe 88 de mise en pression de la partie du circuit assurant le freinage de parking. Elle alimente en l'espèce un seul des deux moteurs 100, par exemple celui de la roue arrière avec interposition d'un organe de commande de freinage 89, tel qu'un levier, configuré pour interrompre une application d'une pression de fluide sur le piston de frein statique 30 lorsqu'on actionne le levier. Cet organe sert de commande de freinage statique pour le parking. Il est à commande inversée et comprend une valve similaire mais qui interrompt la pression de fluide quand on actionne l'organe, par exemple quand on abaisse le levier. La valve est également proportionnelle à trois voies, et procure une ligne avec un flux de freinage, c'est-à-dire un débit à une pression modulée, à partir d'une ligne de pression venant de la pompe et d'une ligne sans pression raccordée au réservoir 84.

Des commandes électriques peuvent remplacer ces commandes manuelles, dans le cas d'une machine pilotée par un automatisme.

Une telle machine ne nécessite pas l'utilisation d'un frein de parking spécifique séparé, par exemple sous la forme d'un frein à tambour qui constitue
5 une solution plus onéreuse et moins fiable.

Deuxième mode de réalisation

Nous allons présenter un deuxième mode de réalisation de la machine de l'invention en référence aux figures 7 et 8. Les caractéristiques identiques à celles du premier mode ne seront pas toutes décrites à nouveau.

10 Sur la machine 200, on retrouve que le piston de frein statique 30 s'étend suivant la direction axiale en regard du pourtour de la face de l'organe d'appui 50 opposée aux disques 25. De plus, le piston 30 est monté mobile à coulissement dans la plaque 7, avec interposition du joint statique 34, ici logé dans une gorge de la plaque 7.

15 L'organe d'appui 50 a une forme similaire à celle du premier mode mis à part que le coulisseau 54 est cette fois absent du côté de l'organe orienté vers la plaque 7. Un joint d'étanchéité statique 293 assure l'étanchéité entre l'organe d'appui 50 et l'arbre 20, au niveau du coulisseau 54 qui s'étend cette fois en direction de l'arbre, dans ce dernier. Le piston de frein dynamique 40 a ici encore une forme
20 de disque, similaire à celle du premier mode. Toutefois, sa face principale orientée en direction de l'organe d'appui 50 s'étend directement en regard de ce dernier et contre lui. En l'espèce, ce piston 40 est rigidement fixé à l'organe d'appui et se déplace avec lui. C'est en fait lui qui remplace ici le coulisseau 54 du côté de l'organe d'appui orienté vers la plaque 7. Le piston de frein dynamique 40 et
25 l'organe d'appui 50 peuvent être formés d'une seule pièce ou de deux éléments rigidement fixés l'un à l'autre.

A nouveau, le piston de frein dynamique 40 est monté mobile à coulissement dans le logement 44 de la plaque 7 avec interposition d'un joint statique 290, ici logé dans une gorge de la plaque.

La plaque 7 comprend un manchon cylindrique central 292 définissant en partie interne le logement 44 du piston de frein dynamique 40. Il forme en partie interne le support de guidage du piston de frein dynamique 40 et en partie externe celui du piston de frein statique 30 avec interposition d'un joint statique 294, en l'espèce porté par le manchon 292.

L'arrivée du fluide de commande du piston de frein dynamique 40 peut par exemple se faire suivant un orifice axial 242 traversant la plaque 7 notamment suivant une direction parallèle à l'axe X-X. L'actionnement de la valve 91 située sous l'organe de commande 87 commande l'arrivée de fluide sous pression dans la chambre dynamique 43. Le piston de frein dynamique 40 se déplace donc avec l'organe d'appui 50 en direction des disques de frein 25 pour les mettre en compression axiale.

On a illustré aussi à la figure 7 la ligne hydraulique de défreinage 36 débouchant dans la chambre de défreinage 38. Cette ligne est en communication avec la valve de l'organe de commande 89. La figure 8 illustre les zones de la machine soumises à la pression de défreinage lorsque le défreinage du piston statique 30 est commandé. En particulier, cette pression s'exerce dans la chambre 38, sur la face du piston statique 30 orientée vers les disques, sur les deux faces principales de l'organe d'appui 50, et à travers les disques, le long de l'arbre 20 jusqu'à un joint d'étanchéité 21 avec le distributeur 12.

Il est avantageux de donner aux joints 290 et 293 des diamètres sensiblement identiques, ou encore de donner aux faces cylindriques du piston 40 et du coulisseau 54 contre lesquelles ils sont en appui des diamètres sensiblement identiques. En effet, dans ces conditions, la pression de défreinage n'a pas d'effet sur l'organe d'appui 50.

Cette fois encore, la machine est donc configurée de sorte que le piston de frein statique 30 engendre la compression des disques indépendamment du piston de frein dynamique 40. Le piston de frein statique 30 agit en effet sur l'organe d'appui 50 sans que cela se fasse par l'intermédiaire du piston de frein dynamique 40. De même, le piston de frein dynamique 40 engendre la compression des disques 25 indépendamment du piston de frein statique 30 puisque cela se fait sans son intermédiaire.

De même que dans le précédent mode de réalisation, on peut par exemple réaliser la valve 91 au moyen d'une valve proportionnelle à trois voies :

- une première voie d'entrée est reliée à une source de pression telle que la pompe 86. S'agissant d'une source de pression, elle est apte à fournir un débit d'huile sous pression quelle que soit la quantité d'huile consommée, par exemple 20l/min à 20 bar ;
- une deuxième voie d'entrée, dite de délestage, est reliée au réservoir d'huile sans pression 84 ; et
- une troisième voie de sortie, dite voie d'action, est reliée à la ligne de freinage dynamique 42 et délivre un débit à une pression modulée entre la pression du réservoir, au minimum, et la pression de la pompe, au maximum. En effet, la pression délivrée par cette voie est proportionnelle à l'actionnement effectué sur l'organe de commande 87.

Au repos, la valve 91 met la ligne 42 en communication avec le réservoir 84.

- 15 Dans une telle valve, l'huile peut circuler dans les deux sens. Par exemple, lorsqu'on relâche la pédale 87 et que le piston dynamique 40 recule, l'huile peut rebrousser chemin vers le réservoir 84. En effet, la valve délivrant une pression, du fluide peut aller ou revenir à tout instant, du moment que la pression est fixée. Par exemple, on peut manipuler le piston 40 d'avant en arrière à toute pression.
- 20 De façon générale, la valve donnant toujours une pression, fût-elle nulle, l'huile peut circuler dans les deux sens. Cela fait que la pression dans la chambre de freinage dynamique 43 n'immobilise pas par elle-même le piston 40.

- 25 Lorsqu'on actionne le piston statique 30 seul, l'ensemble formé par le piston dynamique 40 et l'organe d'appui 50 peut bouger, indépendamment donc de la commande de frein dynamique. Lorsqu'on applique une pression (quelle qu'elle soit) sur le piston dynamique 40, il peut toujours se déplacer, qu'il y ait ou non un actionnement du piston statique 30.

- 30 L'organe d'appui 50 est soumis à la somme des efforts (et non des mouvements) des pistons 30 et 40. Ces pistons peuvent agir indépendamment l'un de l'autre et donner leur poussée séparément, même si un déplacement du piston statique 30 entraînant l'organe d'appui 50 peut faire bouger le piston 40 dans ce mode de réalisation.

De cette manière le freinage est produit par les pistons de manière indépendante. Il faut comprendre ce montage comme faisant la somme des effets des pressions, à savoir la pression de l'organe de rappel 32 d'un côté, plus ou moins contré par la pression statique, et la pression de la chambre dynamique 43 de l'autre.

Sur la figure 7, les surfaces du piston 40 qui contribuent à le mettre en mouvement sous l'effet de la pression dans la chambre 43 sont celles qui ferment hydrauliquement cette chambre, et ce, que l'on conserve ou pas l'orifice taraudé du piston présenté plus bas.

On peut prévoir que le logement 44 définissant la chambre dynamique 43 est obturé en partie arrière par un bouchon 55 vissé dans un orifice taraudé de la plaque 7, depuis l'extérieur de la machine.

En l'espèce, le piston de frein dynamique 40 présente sur sa face orientée en direction de la plaque 7 et du bouchon 55 un orifice taraudé borgne 41. Il est possible d'ôter le bouchon 55 pour accéder à cet orifice 41. Ensuite, en vissant un organe d'actionnement dans le piston de frein dynamique 40, on peut tirer sur ce dernier pour le déplacer en direction de la plaque 7 et ainsi effectuer un défreinage manuel de ce piston. Cela permet de supprimer tout freinage de la machine lorsque le véhicule dont elle fait partie est remorqué, le moteur étant à l'arrêt et sans pression hydraulique. Cette faculté avantageuse de réaliser un défreinage manuel est rendu possible par le fait que le piston de frein dynamique 40 est rigidement fixé à l'organe d'appui 50 dans ce mode de réalisation.

Le fonctionnement des deux freins est par ailleurs inchangé. La valve 70 est ici absente.

Troisième mode de réalisation

Nous allons présenter un troisième mode de réalisation de l'invention en référence à la figure 9. Les caractéristiques identiques à celles du premier mode ne seront pas décrites à nouveau.

Cette fois, dans la machine 300, la forme du piston de frein dynamique 40 et de l'organe d'appui 50 sont inversées en comparaison avec le premier mode. Ainsi,

c'est ce piston qui a une forme en « T » et comprend un coulisseau central 54 en saillie de la face du disque orientée en direction de l'organe d'appui 50. Ce coulisseau traverse l'orifice central du piston de frein statique 30 pour pouvoir venir en contact avec l'organe d'appui situé de l'autre côté de ce piston. L'organe
5 d'appui 50 est dépourvu de coulisseau et a une forme générale de disque quoique sa partie centrale soit légèrement renflée en l'espèce pour des raisons d'encombrement.

Le fonctionnement demeure inchangé.

On pourra apporter à l'invention de nombreuses modifications sans sortir du
10 cadre de celle-ci. La machine selon l'invention pourrait aussi fonctionner en tant que pompe.

Revendications

1. Machine hydraulique tournante (100 ; 200 ; 300) formant un moteur hydraulique ou une pompe hydraulique, la machine comprenant :
- un carter (2),
 - 5 - un arbre (20) monté mobile à rotation par rapport au carter,
 - des disques de frein (25) configurés pour immobiliser à rotation l'arbre par rapport au carter,
 - un piston de frein statique (30) configuré pour engendrer une compression des disques (25) sous l'effet d'un organe de rappel (32), et
 - 10 - un piston de frein dynamique (40) configuré pour engendrer la compression des disques sous l'effet d'une pression de fluide,
- la machine étant configurée de sorte que le piston de frein statique (30) engendre la compression des disques indépendamment du piston de frein dynamique (40).
- 15 2. Machine selon la revendication précédente, configurée de sorte que le piston de frein dynamique (40) engendre la compression des disques (25) indépendamment du piston de frein statique (30).
3. Machine selon l'une des revendications précédentes qui comprend un organe d'appui (50) configuré pour :
- 20 - être en appui contre le piston de frein statique (30) sans être en appui axial contre le piston de frein dynamique (40) par référence à une direction axiale (X) de la machine, et
 - être en appui contre le piston de frein dynamique (40) sans être en appui axial contre le piston de frein statique (30).
- 25 4. Machine selon la revendication précédente dans laquelle l'organe d'appui (50) ou le piston de frein dynamique (40) traverse un orifice (33) du piston de frein statique (30) en s'étendant de deux côtés du piston de frein statique (30) opposés l'un à l'autre suivant la direction axiale (X).
5. Machine selon l'une des revendications 3 ou 4 configurée de sorte qu'un
- 30 ratio :

- d'une poussée produite par l'organe d'appui (50) contre le piston de frein dynamique (40) sous l'effet d'un fluide provenant d'une chambre de défreinage (38)

- 5 - sur une poussée produite par le piston de frein dynamique (40) contre l'organe d'appui (50) par la pression de fluide
est inférieur à 15%, de préférence inférieur à 10%, et par exemple inférieur à 5%.

6. Machine selon l'une des revendications précédentes dans laquelle l'organe d'appui (50) ou le piston de frein dynamique (40) a une forme en « T ».

- 10 7. Machine selon l'une des revendications précédentes dans laquelle le piston de frein statique (30) est interposé entre le piston de frein dynamique (40) et les disques (25).

- 15 8. Machine selon l'une des revendications précédentes dans laquelle le piston de frein dynamique (40) est monté coulissant dans une pièce d'extrémité (7) du carter.

9. Machine selon la revendication précédente dans laquelle le piston de frein statique (30) est monté coulissant dans la pièce d'extrémité () du carter.

- 20 10. Machine selon l'une des revendications précédentes qui comprend une valve (70) configurée pour évacuer du fluide parcourant les disques (25) et provenant d'une chambre de défreinage (38) délimitée par le piston de frein statique (30), la valve étant configurée pour ne pas évacuer le fluide lorsque le piston de frein statique engendre la compression des disques.

- 25 11. Machine selon la revendication précédente dans laquelle la valve est montée dans l'arbre et l'arbre présente un conduit radial (74) mettant en communication la chambre de défreinage (38) avec la valve (70).

12. Machine selon l'une des revendications 10 ou 11 qui comprend une restriction de débit (78) en aval de la valve (70).

13. Véhicule (80 ; 81 ; 82) ou engin comprenant au moins une machine selon l'une quelconque des revendications précédentes.

14. Véhicule ou engin selon la revendication précédente qui comprend :
- un organe de commande de freinage (87) configuré pour commander une application de la pression de fluide sur le piston de frein dynamique (40) et/ou
 - un organe de commande de freinage (89) configuré pour interrompre une
- 5 application d'une pression de fluide sur le piston de frein statique (30).

15. Véhicule ou engin selon la revendication 13 ou 14 qui comprend en outre une pompe hydraulique (86) configurée pour produire la pression de fluide.

16. Procédé de freinage d'une machine hydraulique tournante (100 ; 200 ; 300), procédé dans lequel:

- 10 - un piston de frein dynamique (40) engendre une compression de disques de frein (25) afin d'immobiliser à rotation un arbre (20) de la machine par rapport à un carter (2) de la machine sous l'effet d'une pression de fluide, et
- 15 - un piston de frein statique (30) engendre la compression des disques sous l'effet d'un organe de rappel (32) et indépendamment du piston de frein dynamique.

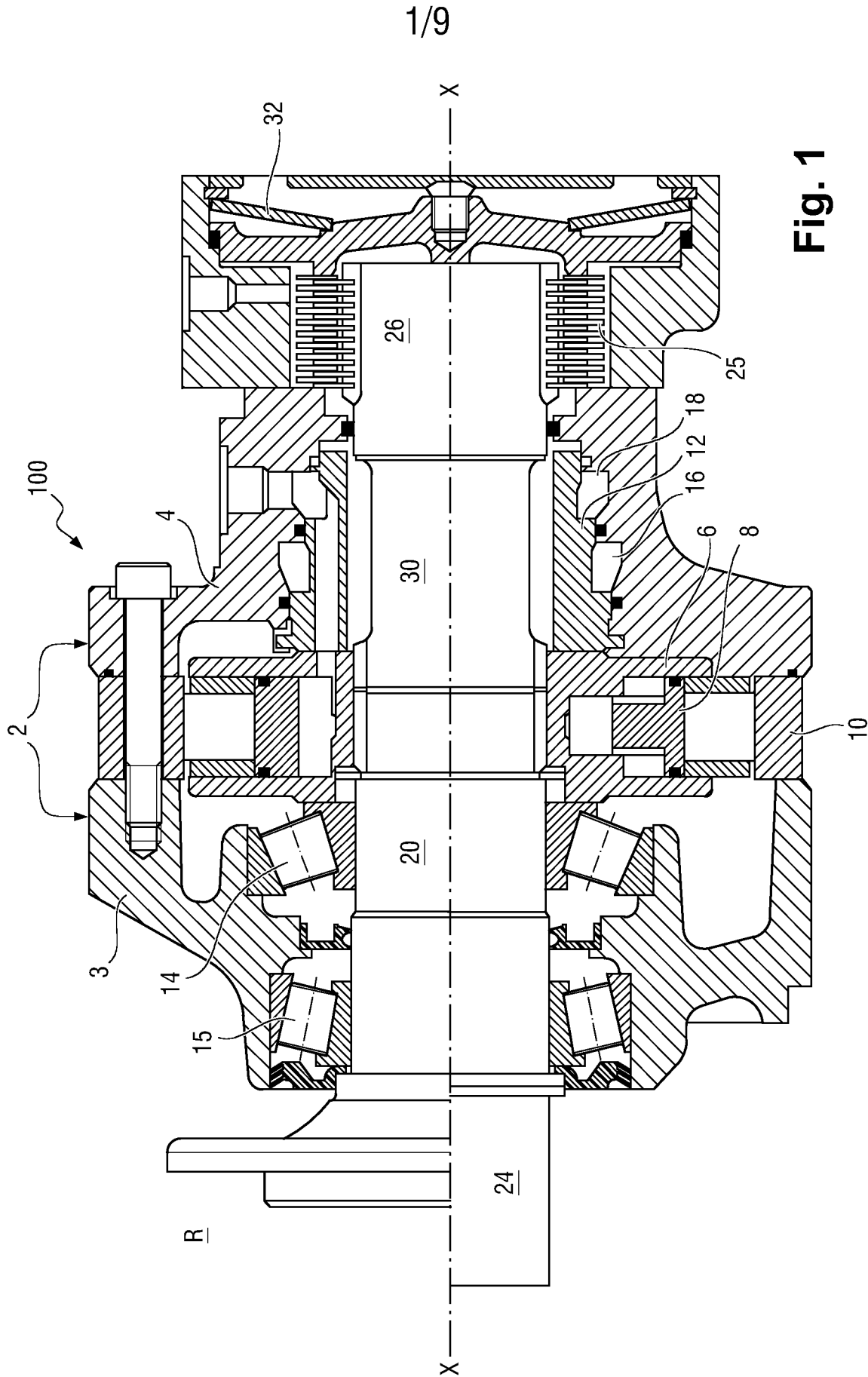
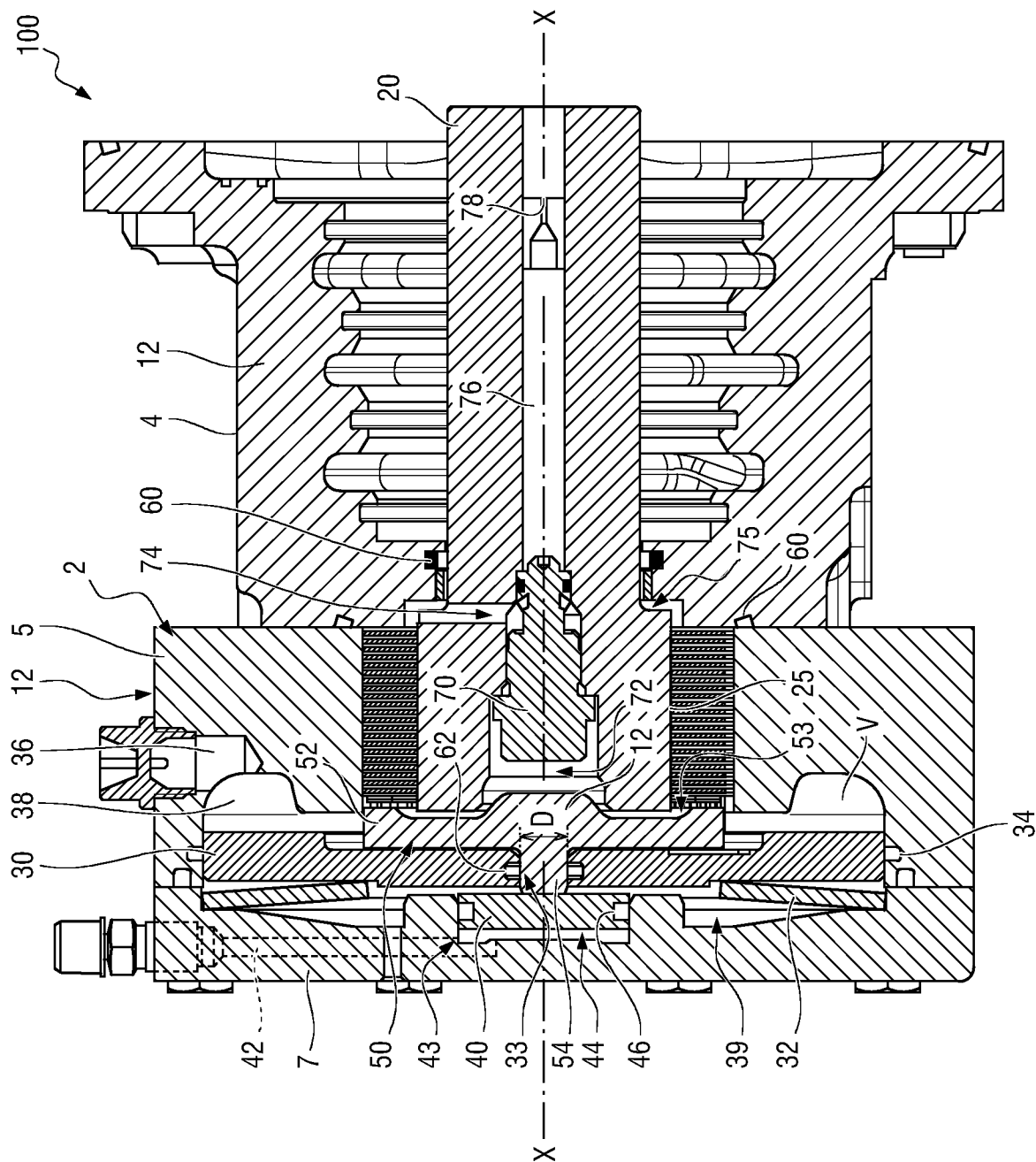


Fig. 2



3/9

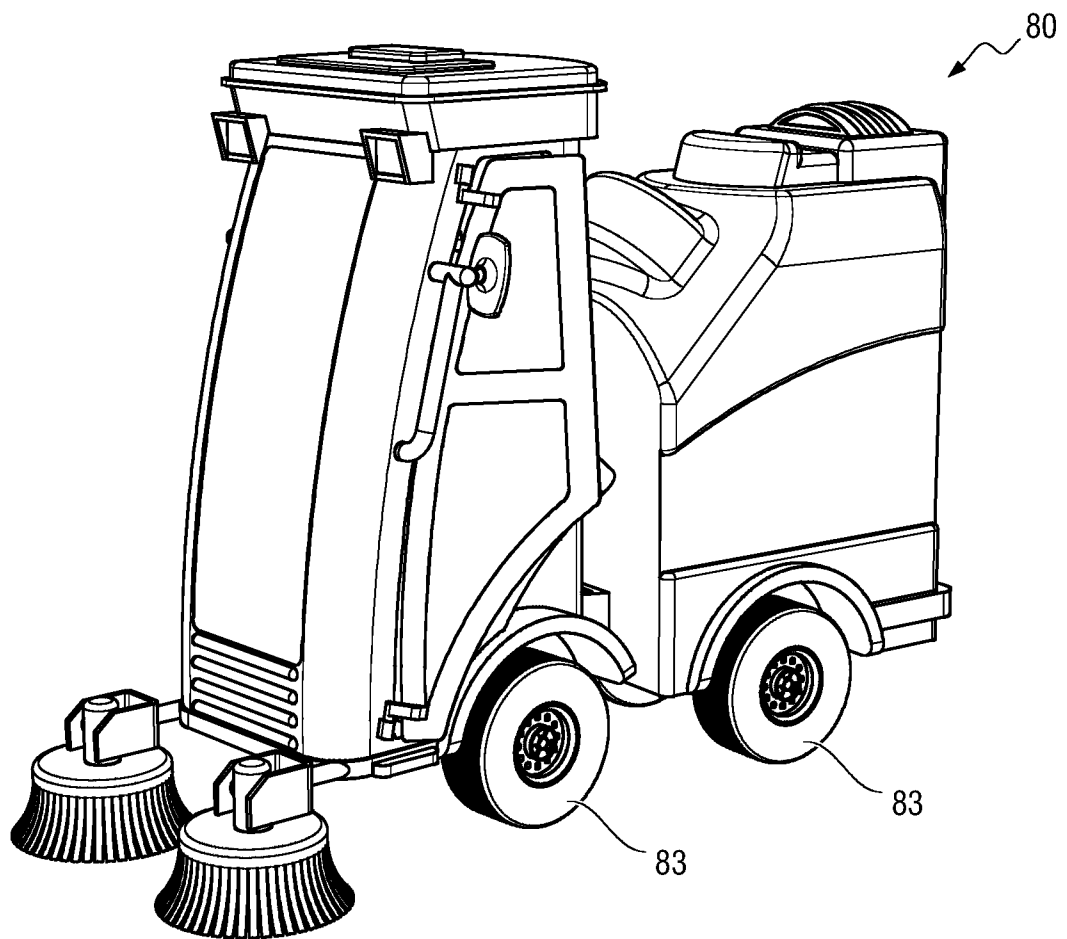


Fig. 3

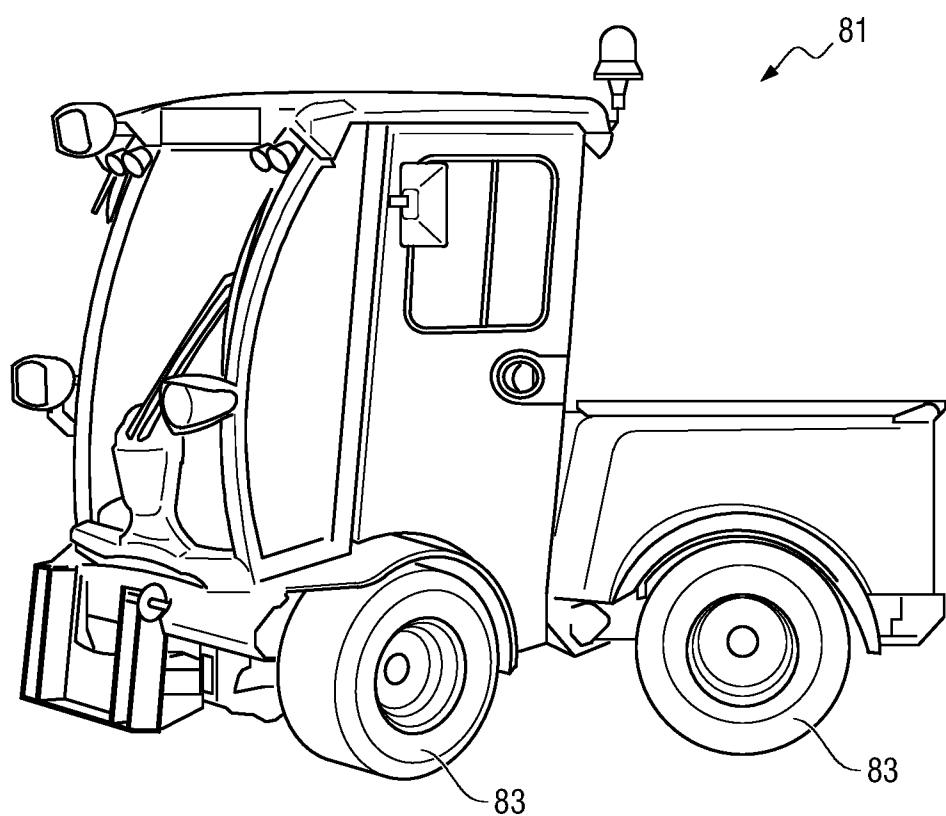


Fig. 4

5/9

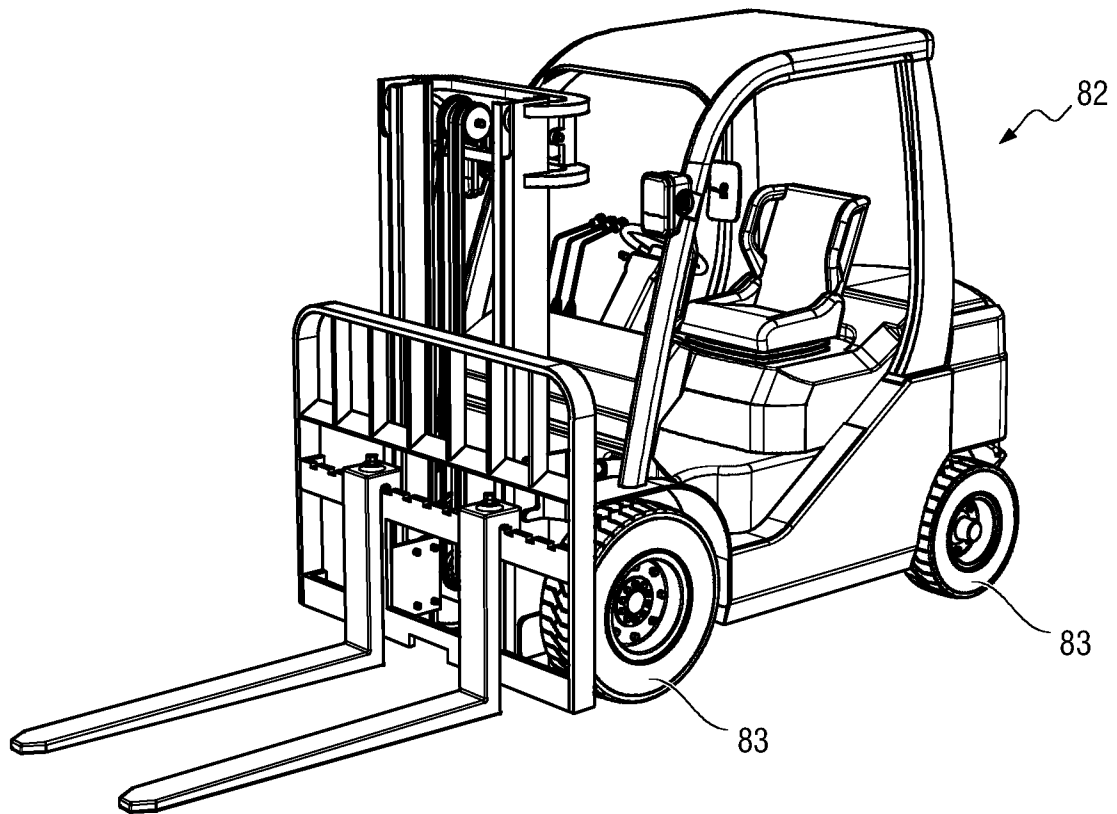


Fig. 5

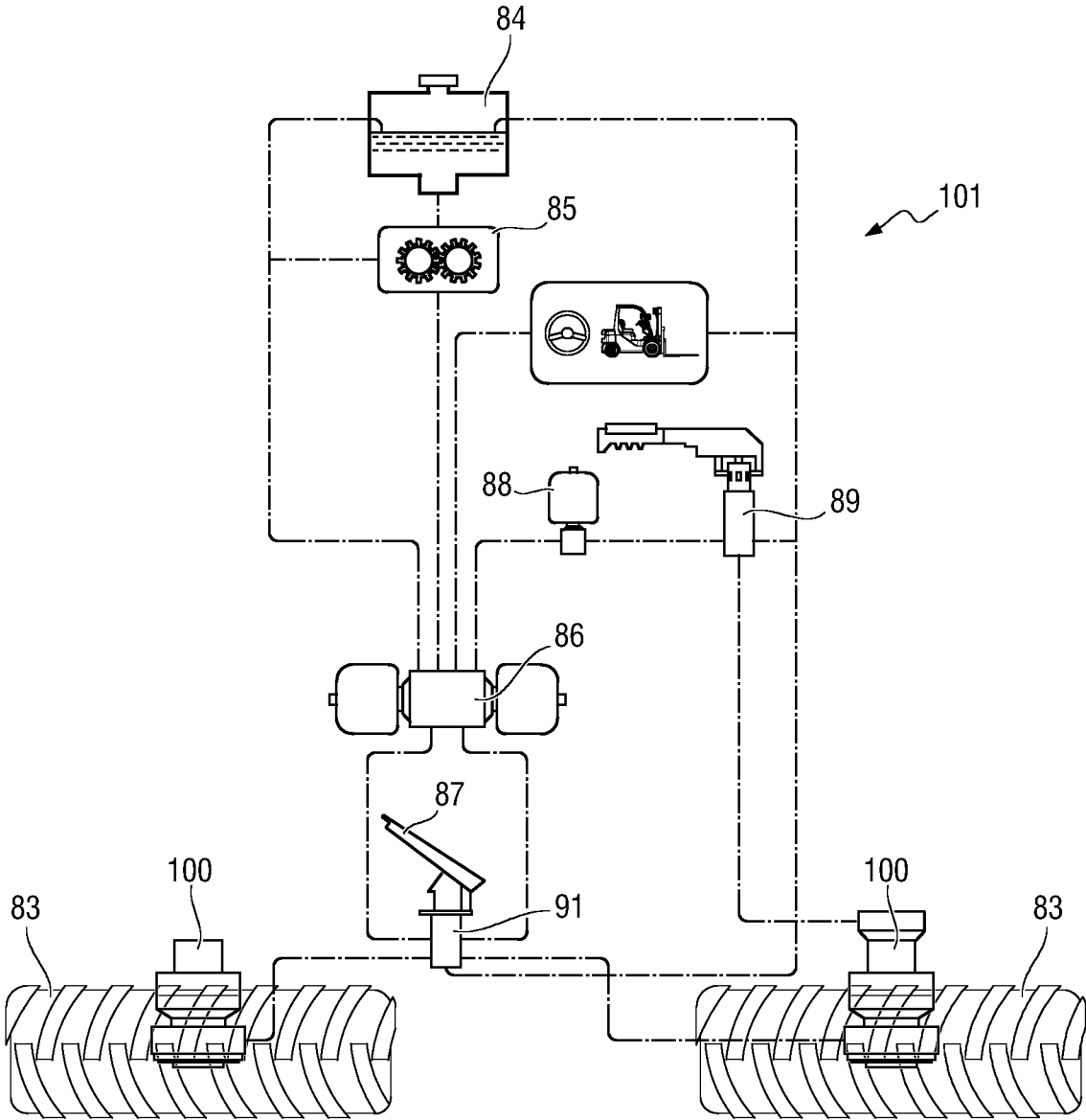
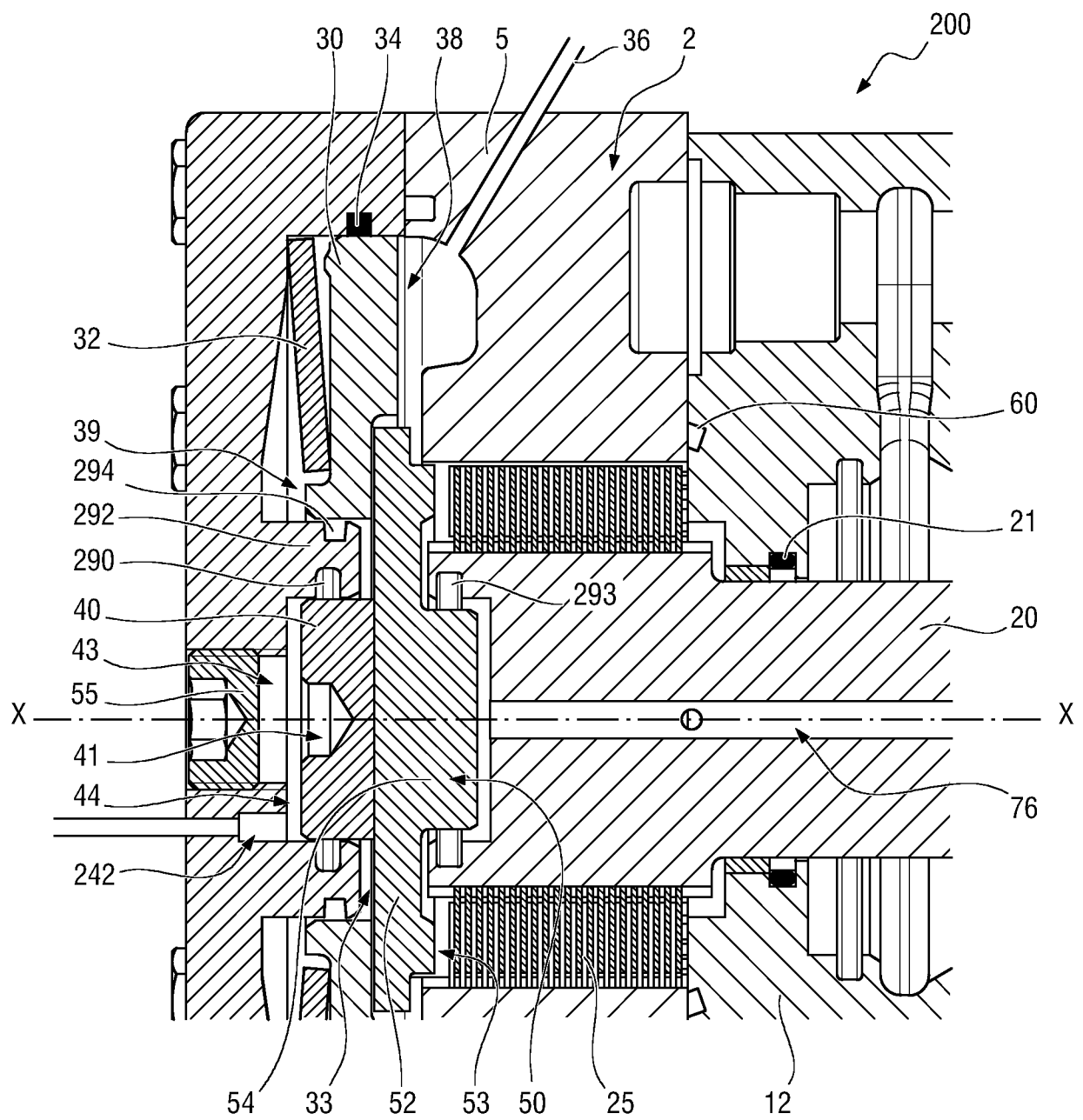


Fig. 6

7/9

**Fig. 7**

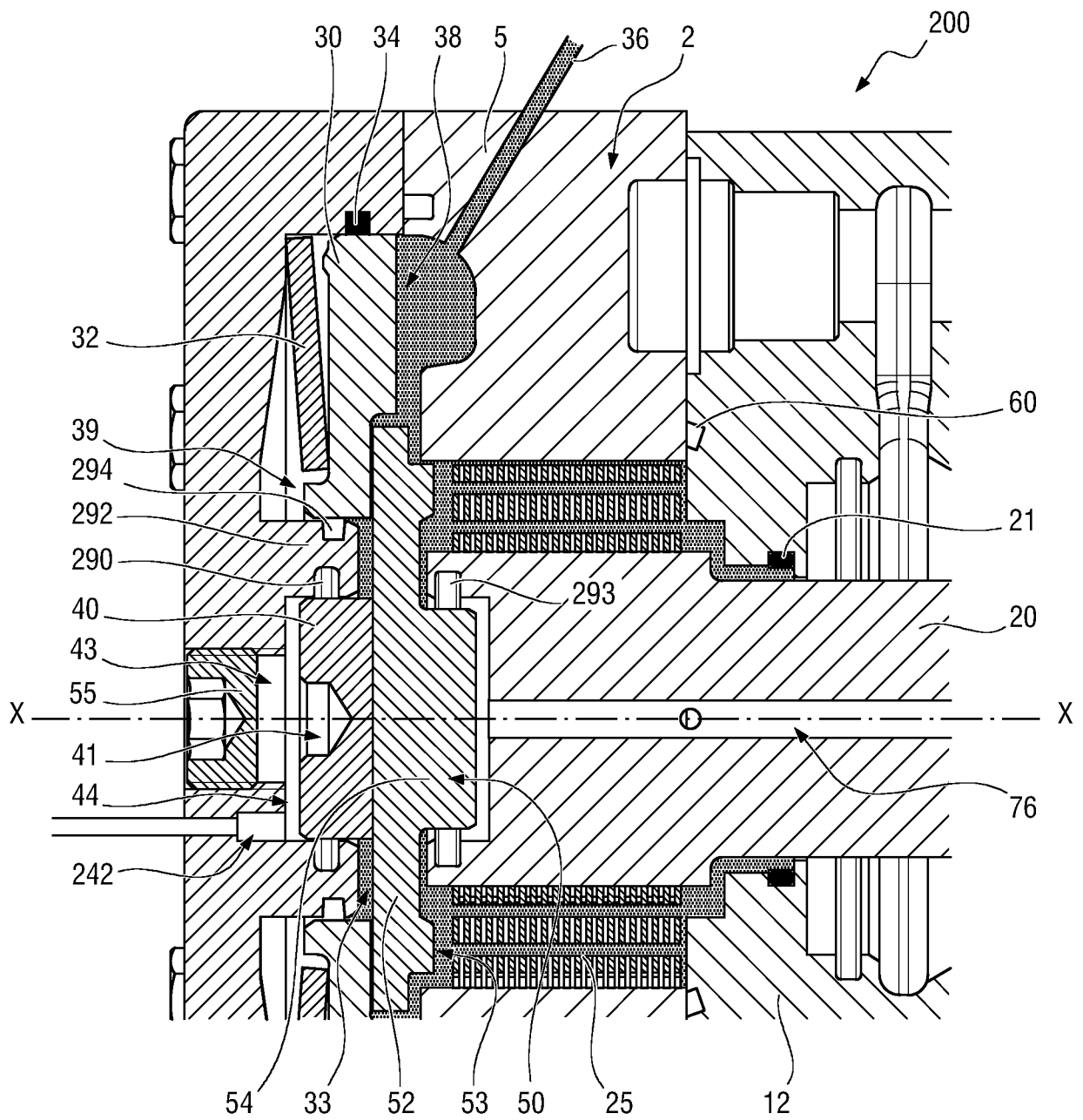


Fig. 8

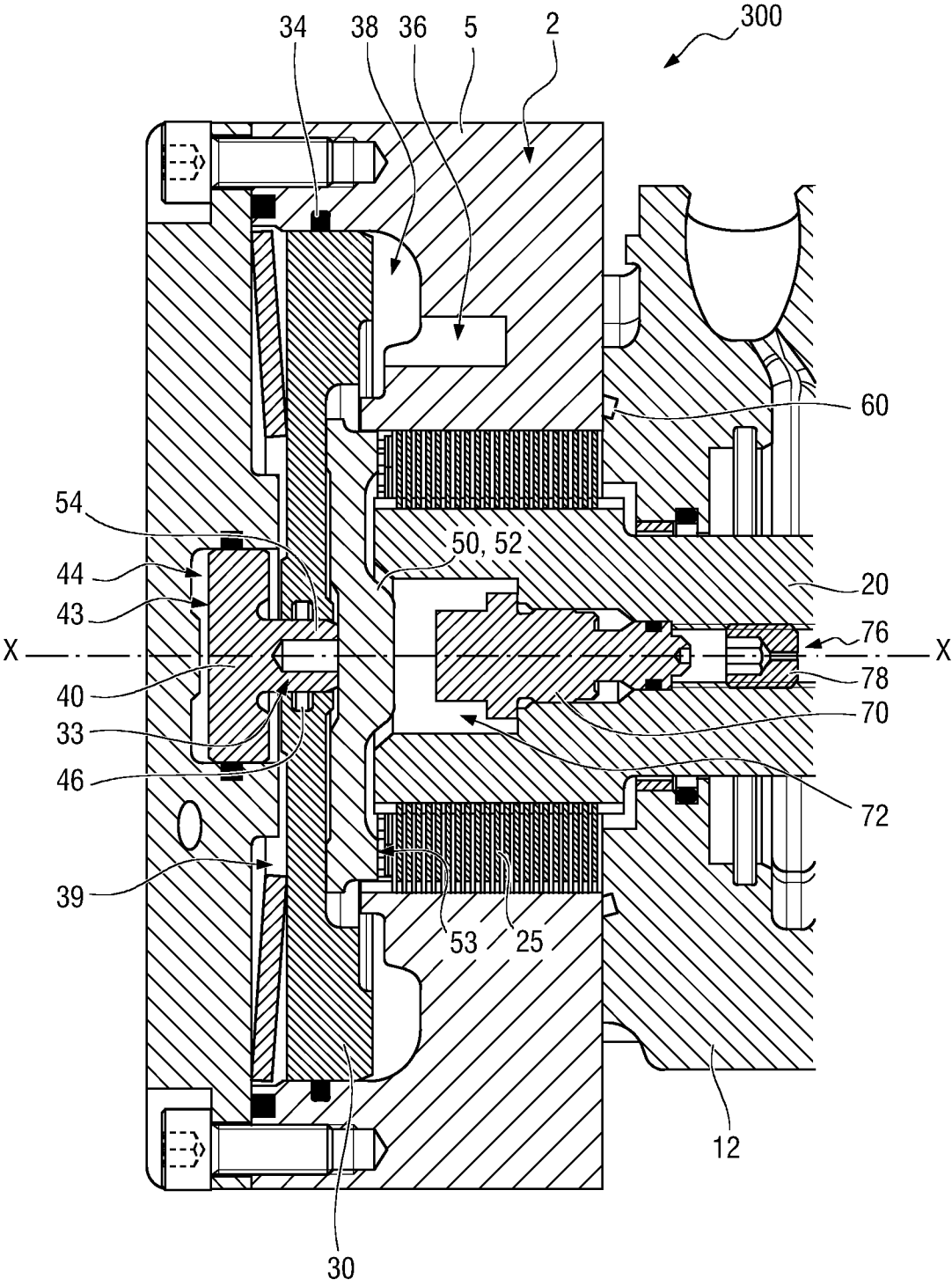


Fig. 9

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/EP2024/065762

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER*F16D 55/40*(2006.01)i; *F04C 15/00*(2006.01)i; *F16D 121/12*(2012.01)n

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16D; F04C

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	EP 3299656 B1 (POCLAIN HYDRAULICS IND [FR]) 18 November 2020 (2020-11-18) paragraphs [0023] - [0027], [0035] - [0042]; figure 2	1-16
A	US 6089357 A (JACKSON DAVID C [US] ET AL) 18 July 2000 (2000-07-18) claim 1; figures 3-5	1-16
A	FR 2796886 A1 (POCLAIN HYDRAULICS IND [FR]) 02 February 2001 (2001-02-02) figures 1, 2	1-16
A	EP 1072814 A1 (POCLAIN HYDRAULICS IND [FR]) 31 January 2001 (2001-01-31) paragraphs [0059], [0060]; figure 1	1-16

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

29 July 2024

Date of mailing of the international search report

04 September 2024

Name and mailing address of the ISA/EP

European Patent Office
p.b. 5818, Patentlaan 2, 2280 HV Rijswijk
Netherlands (Kingdom of the)

Telephone No. (+31-70)340-2040

Facsimile No. (+31-70)340-3016

Authorized officer

Lopez, Marco

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/EP2024/065762

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)		Publication date (day/month/year)	
EP	3299656	B1	18 November 2020	CN	107869534	A	03 April 2018
				EP	3299656	A1	28 March 2018
				FR	3056662	A1	30 March 2018
				US	2018087486	A1	29 March 2018

US	6089357	A	18 July 2000	NONE			

FR	2796886	A1	02 February 2001	DE	10035196	A1	08 March 2001
				FR	2796886	A1	02 February 2001
				US	6357558	B1	19 March 2002

EP	1072814	A1	31 January 2001	DE	60027233	T2	01 February 2007
				EP	1072814	A1	31 January 2001
				FR	2797008	A1	02 February 2001
				US	6543222	B1	08 April 2003

A. CLASSEMENT DE L'OBJET DE LA DEMANDE INV. F16D55/40 F04C15/00 ADD. F16D121/12		
Selon la classification internationale des brevets (CIB) ou à la fois selon la classification nationale et la CIB		
B. DOMAINES SUR LESQUELS LA RECHERCHE A PORTE		
Documentation minimale consultée (système de classification suivi des symboles de classement) F16D F04C		
Documentation consultée autre que la documentation minimale dans la mesure où ces documents relèvent des domaines sur lesquels a porté la recherche		
Base de données électronique consultée au cours de la recherche internationale (nom de la base de données, et si cela est réalisable, termes de recherche utilisés) EPO - Internal		
C. DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS		
Catégorie*	Identification des documents cités, avec, le cas échéant, l'indication des passages pertinents	no. des revendications visées
A	EP 3 299 656 B1 (POCLAIN HYDRAULICS IND [FR]) 18 novembre 2020 (2020-11-18) alinéas [0023] - [0027], [0035] - [0042]; figure 2 -----	1 - 16
A	US 6 089 357 A (JACKSON DAVID C [US] ET AL) 18 juillet 2000 (2000-07-18) revendication 1; figures 3-5 -----	1 - 16
A	FR 2 796 886 A1 (POCLAIN HYDRAULICS IND [FR]) 2 février 2001 (2001-02-02) figures 1, 2 -----	1 - 16
A	EP 1 072 814 A1 (POCLAIN HYDRAULICS IND [FR]) 31 janvier 2001 (2001-01-31) alinéas [0059], [0060]; figure 1 -----	1 - 16
☐ Voir la suite du cadre C pour la fin de la liste des documents ☒ Les documents de familles de brevets sont indiqués en annexe		
* Catégories spéciales de documents cités: "A" document définissant l'état général de la technique, non considéré comme particulièrement pertinent "E" document antérieur, mais publié à la date de dépôt international ou après cette date "L" document pouvant jeter un doute sur une revendication de priorité ou cité pour déterminer la date de publication d'une autre citation ou pour une raison spéciale (telle qu'indiquée) "O" document se référant à une divulgation orale, à un usage, à une exposition ou tous autres moyens "P" document publié avant la date de dépôt international, mais postérieurement à la date de priorité revendiquée "T" document ultérieur publié après la date de dépôt international ou la date de priorité et n'appartenant pas à l'état de la technique pertinent, mais cité pour comprendre le principe ou la théorie constituant la base de l'invention "X" document particulièrement pertinent;; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme nouvelle ou comme impliquant une activité inventive par rapport au document considéré isolément "Y" document particulièrement pertinent;; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme impliquant une activité inventive lorsque le document est associé à un ou plusieurs autres documents de même nature, cette combinaison étant évidente pour une personne du métier "&" document qui fait partie de la même famille de brevets		
Date à laquelle la recherche internationale a été effectivement achevée 29 juillet 2024		Date d'expédition du présent rapport de recherche internationale 04/09/2024
Nom et adresse postale de l'administration chargée de la recherche internationale Office Européen des Brevets, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016		Fonctionnaire autorisé Lopez, Marco

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Renseignements relatifs aux membres de familles de brevets

Demande internationale n°

PCT/EP2024/065762

Document brevet cité au rapport de recherche		Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
EP 3299656	B1	18-11-2020	CN 107869534 A	03-04-2018
			EP 3299656 A1	28-03-2018
			FR 3056662 A1	30-03-2018
			US 2018087486 A1	29-03-2018

US 6089357	A	18-07-2000	AUCUN	

FR 2796886	A1	02-02-2001	DE 10035196 A1	08-03-2001
			FR 2796886 A1	02-02-2001
			US 6357558 B1	19-03-2002

EP 1072814	A1	31-01-2001	DE 60027233 T2	01-02-2007
			EP 1072814 A1	31-01-2001
			FR 2797008 A1	02-02-2001
			US 6543222 B1	08-04-2003
